

УДК 621.867

Ю.П. Горбатенко, С.В. Бондарев, О.В. Загора

ЗАСТОСУВАННЯ ЦІВКОВОГО ЕВОЛЬВЕНТНОГО ЗАЧЕПЛЕННЯ В ПРИВОДІ ЕСКАЛАТОРА

The subject-matter of our research is transport vehicles with a chain pulling device with an intermediate drive location. Specifically, the paper considers the engagement of the drive sprocket with a pull chain performing the function of cogging and discusses the features of cogging kinematics. We also identify overlapping factors and calculate gearing contact stresses.

Вступ

Необхідність підвищення пропускної здатності тунелів метрополітенів спонукала науковців і конструкторів до створення нових конструкцій ескалаторів.

Протягом 2004–2008 рр. вперше в світовій практиці ескалаторобудування в м. Києві були виготовлені і введені в експлуатацію на кількох станціях метрополітену тунельні ескалатори принципово нового конструктивного рішення – з проміжним приводом, вбудованим у міжсходиноківий простір у верхній частині прямолінійної похилої ділянки траси, і цівковим зачепленням спрофільованих по евольвенті кола зубців приводних зірочок (діаметром 564 мм) з роликками тягових ланцюгів.

Привод цих ескалаторів, висотою підйому 5–7 м, обладнаний одним головним валом. Нарощування тягової здатності приводу, а відповідно, і висоти підйому (до 75 м включно), передбачається паралельним розміщенням у ньому кількох головних валів: конструкція зорієнтована на серійне виробництво (з розподілом по типажному ряду) і розрахована на максимальні висоти підйому (навантаження). Машини такого типу уніфіковані за типажними рядами і зорієнтовані на серійне виробництво, надійні, високотехнологічні і компактні, здатні забезпечити потрібну (до 75 м включно) висоту підйому і максимальну пропускну здатність тунелів за рахунок зменшення габаритів та збільшення їх кількості (4 замість 3). Вони розглядаються як один із альтернативних варіантів заміни фізично і морально застарілих ескалаторів традиційного типу – з головним приводом.

Досвід розробки, виготовлення, випробувань і експлуатації партії машин такого типу підтвердив по основних показниках перспективність концепції: розвантаження верхньої криivolінійної ділянки 9–10 траси дає змогу істот-

но зменшити габарити і масу машин, енерговитрати, підвищити рівень уніфікації комплектуючих. Разом з тим аналіз параметрів, які характеризують взаємодію окремих елементів конструкції і технічний стан машин при різних режимах експлуатації, виявив ряд суттєвих конструктивних і технологічних недоліків, які не дають змоги атестувати ескалатор як конкурентоспроможний продукт вітчизняного ескалаторобудування.

Теоретичні основи та практичні методи статичних (тягових) розрахунків традиційних конструкцій ескалатора викладені в працях [1], [2], з проміжним приводом – в [3]; основи проектування і розрахунку цівкових та ланцюгових передач – у працях [4], [5]; проблеми вдосконалення конструкції ескалаторів і динамічних досліджень їх електромеханічних систем – в [6], [7].

Постановка задачі

Із проведеного аналізу очевидно, що більшість слабких місць у конструкції машини є наслідком відсутності комплексного і системного дослідження й оцінки відповідності прийнятих конструктивних і технологічних рішень на всіх етапах проектування та розробки.

Ескалатор принципово нового типу, перш за все за характером взаємодії елементів конструкції, створювався переважно з використанням моделей, теорії, методик розрахунків і результатів досліджень, відпрацьованих на конструкціях машин старої схеми, тобто з головним приводом.

Відповідно, завданням дослідження є створення й апробація адаптованих до нової конструкції методик розрахунків і проектування. Для цього необхідно розглянути такі аспекти означеної проблематики: геометрія евольвентного цівкового зачеплення, кінематична взаємодія елементів зачеплення та методи оцінки контактної міцності цих елементів.

Кінематичний розрахунок зачеплення

У цівковому зачепленні приводу тягових ланцюгів ескалятора поздовжня вісь ланцюга, який у даному випадку виконує функцію цівкової рейки, займає положення дотичної до основного кола зірочки. При цьому крок ланцюга p і виміряний по дузі основного кола зірочки крок p_b рівні між собою: $p = p_b$ або

$$2\pi R_b = zp, \quad (1)$$

де z – число зубців на зірочці, R_b – радіус основного кола зірочки:

$$R_b = \frac{p}{2 \sin \frac{\pi}{z}}. \quad (2)$$

Зважаючи на те, що припущення $\sin \frac{\pi}{z} \approx \frac{\pi}{z}$

істотно не вплине на точність інженерного розрахунку, з (1) і (2) маємо

$$R_b = \frac{pz}{2\pi}.$$

В ескалаторі серії ЕТХ-75 привідні зірочки мають число зубців $z = 13$, крок тягових ланцюгів $p = 136,5$ мм. Розрахунковий радіус основного кола привідних зірочок становить

$$R_b = \frac{13 \cdot 136,5}{2 \cdot 3,14} = 282,5636943 \approx 282,56 \text{ мм.}$$

За умови рівності кроків $p = p_b$ зачеплення кожного зубця зірочки з цівкою (шарніром ланцюга) починається в точці дотику осі ланцюга з

основним колом зірочки, точка p при цьому є полюсом зачеплення. При подальшому обертанні зірочки цівка рухається по профілю зубця від його основи (ніжки) до вершини.

Для досягнення сталої швидкості руху ланцюга профіль зубця окреслюється евольвентою (рис. 1). В момент, коли цівка (шарнір ланцюга) підходить до вершини зубця, в зачеплення з наступною цівкою входить наступний зубець зірочки, забезпечуючи тим самим нерозривність зачеплення.

Необхідну для виконання умови нерозривності зачеплення висоту зубця зірочки, обмежену радіусом кола виступів R_a , знаходимо, використовуючи побудову на рис. 2.

З $\triangle O_1AP$ маємо

$$R_a = p^2 + R_b^2$$

або, підставивши з (1) значення $p = \frac{2\pi R_b}{z}$,

$$R_a^2 = R_b^2 + \left(\frac{2\pi R_b}{z}\right)^2 = R_b^2 \left[1 + \left(\frac{2\pi}{z}\right)^2\right],$$

звідки знаходимо

$$R_a = R_b \sqrt{1 + \left(\frac{2\pi}{z}\right)^2}.$$

Радіус кола виступів (мінімальний) привідної зірочки ескалатора серії ЕТХ становить

$$R_a = 282,42 \sqrt{1 + \left(\frac{2\pi}{13}\right)^2} = 313,68 \text{ мм.}$$

У випадку застосування в приводі ескалатора двох привідних зірочок їх необхідно розташовувати зі зміщенням по фазі зачеплення на половину центрального кута, тобто на кут $\frac{\tau}{2} = \frac{\pi}{z}$, при цьому

$$R_a^2 = R_b^2 + \left(\frac{p}{2}\right)^2,$$

звідки знаходимо

$$R_a = R_b \sqrt{1 + \left(\frac{\pi}{z}\right)^2}. \quad (3)$$

Із формули (3) випливає, що для тих же значень R_b , z і p

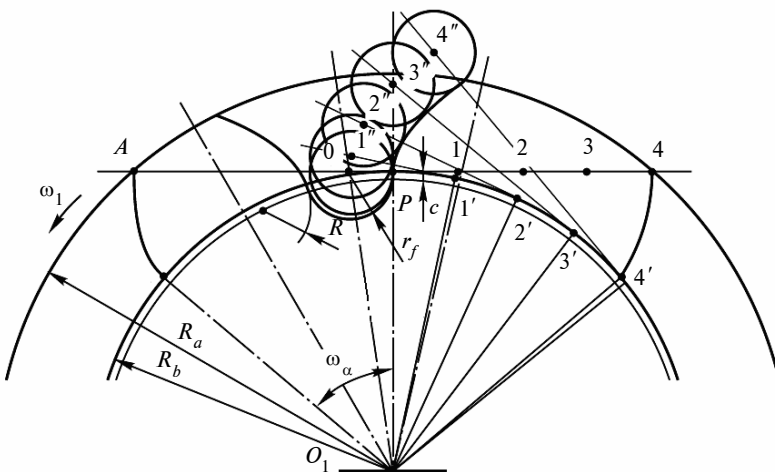


Рис. 1. Картина цівкового евольвентного зачеплення привідних зірочок ескалатора ЕТХ-75. Побудова профілю зубця

радіус кола виступів зірочки, а відповідно, і висота зубця, можуть мати менші значення, ніж при установці однієї зірочки в приводі.

Міжосьова відстань a між осями двох зірочок у приводі має дорівнювати цілому числу кроків k у сумі з половиною кроку:

$$a = p(k + 0,5). \quad (4)$$

Для двозірочного приводу ескалатора ЕТХ-75 (при $k = 5$) маємо

$$a = 136,5(5 + 0,5) = 750,75 \text{ мм.}$$

Недотримання з будь-яких причин умови розміщення зірочок (4) в двозірочному приводі має два наслідки:

- порушується умова зміщення зірочок по фазі зачеплення на кут, що дорівнює половині центрального кута зірочки $\frac{\pi}{2}$;
- виключається можливість зачеплення робочої і холостої віток тягового ланцюга із зубцями двох привідних зірочок водночас.

Це в свою чергу призводить до деякого погіршення якості передачі руху (плавності зачеплення), бо коефіцієнт перекриття зачеплен-

ня в робочій вітці буде меншим, ніж у випадку дотримання умови (4).

Особливості кінематики цівкового зачеплення

Як відомо з теорії зачеплення, в ланцюгових передачах та пристроях існує кінематична нерівномірність руху ведучої вітки ланцюга і веденої зірочки, зумовлена хордальним розміщенням ланок ланцюга на зубцях зірочки і відсутністю узгодження (при нецілому числі ланок ланцюга у ведучій вітці) початку входу першої ланки вітки ланцюга в зачеплення з зубцем ведучої зірочки і початку виходу останньої ланки вітки ланцюга із зачеплення з зубцем веденої зірочки [4].

Розглянемо, до якої міри вказані явища характерні для цівкової передачі, застосованої в приводі ескалатора ЕТХ.

Для цього двозірочну цівкову передачу в межах повороту зірочок на половину одного кутового кроку (варіант установки зірочок зі зміщенням по фазі зачеплення на кут $\frac{\tau}{2}$) будемо розглядати як шарнірний чотириохланковий механізм, в якому зірочки замінені кри-

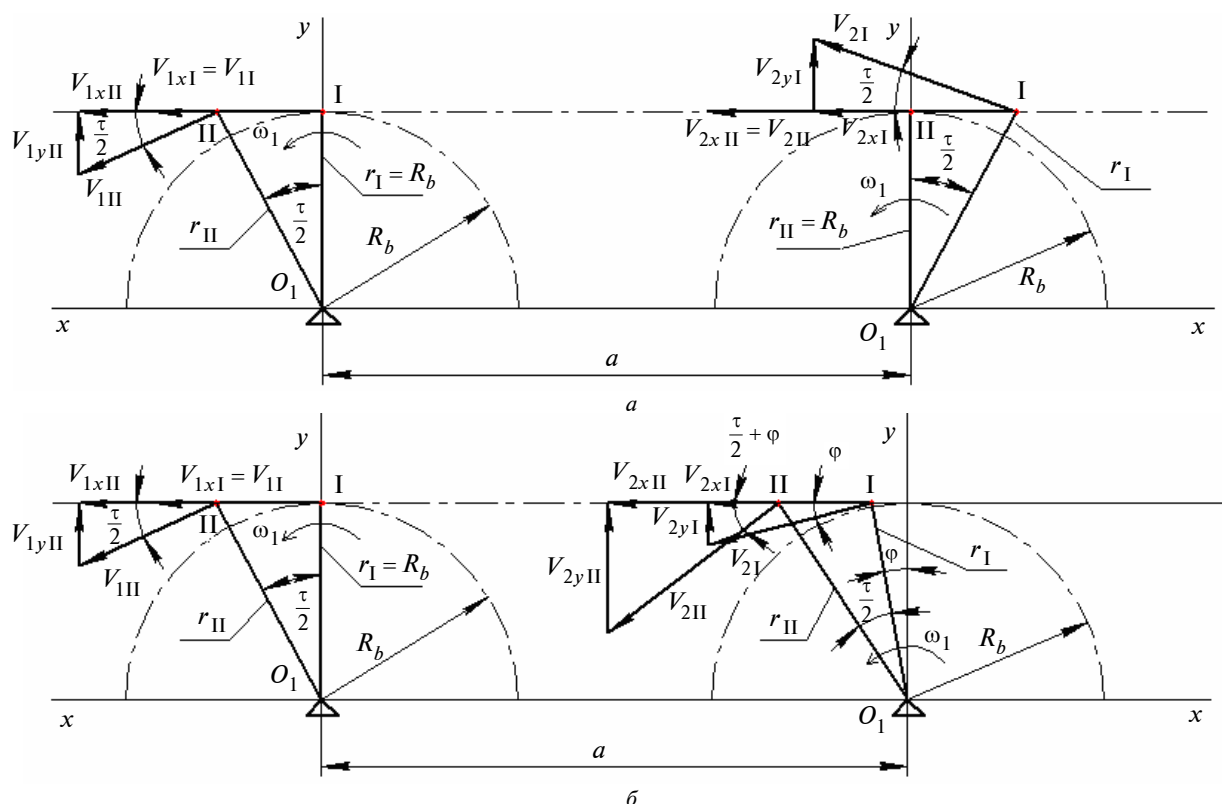


Рис. 2. Схема цівкової, з двома привідними зірочками, передачі, заміненої умовним чотириохланковим шарнірним механізмом: a – кут зміщення по фазі зачеплення $\frac{\tau}{2}$, δ – довільний кут зміщення по фазі зачеплення

вошипамі, а вітка ланцюга — шатуном, який має $p(k + 0,5)$ ланок ланцюга (рис. 2, а).

Користуючись побудовою, поданою на рис. 2, визначаємо проекції V_{1x} і V_{1y} швидкості руху шарніра ланцюга по осях OX і OY .

Положення I

$$V_{1xI} = V_1 = \omega_1 r_1 = \frac{\pi n_1 p}{60 \sin \frac{\tau}{2}},$$

де ω_1 — кутова швидкість першої зірочки; n_1 —

частота обертання першої зірочки: $n_1 = \frac{30\omega_1}{\pi}$;

$$V_{1yI} = 0.$$

Положення II

$$V_{1xII} = \frac{\pi n_1 p}{60 \sin \frac{\tau}{2}}, \quad V_{1yII} = \frac{\pi n_1 p}{60 \cos \frac{\tau}{2}}.$$

Для виявлення можливого впливу кінематичних параметрів першої зірочки на такі самі параметри другої зірочки швидкість центра цівки ланцюга в контакт з зубцем другої зірочки V_2 визначаємо з функції кутової швидкості першої зірочки ω_1 , тобто умовно другу зірочку вважатимемо веденою.

Положення I

$$V_{2I} = \frac{V_{1I}}{\cos \frac{\tau}{2}} = \frac{\omega_1 R_b}{\cos \frac{\tau}{2}},$$

або

$$V_{2I} = \frac{\pi n_1 p}{60 \sin \frac{\tau}{2} \cos \frac{\tau}{2}} = \frac{\pi n_1 p}{30 \sin \frac{\tau}{2}}, \quad V_{2yI} = \frac{\pi n_1 p}{60 \cos \frac{\tau}{2}}.$$

Положення II

$$V_{2xII} = \frac{\pi n_1 p}{60 \sin \frac{\tau}{2}}, \quad V_{2yII} = 0.$$

Кутова швидкість ω_2 другої зірочки в положеннях I і II обчислюється як

$$\omega_{2I} = \frac{V_{2I}}{r_1} = \frac{\omega_1 R_b}{\cos \frac{\tau}{2} r_1} = \frac{\omega_1 R_b \cos \frac{\tau}{2}}{R_b \cos \frac{\tau}{2}} = \omega_1,$$

$$\omega_{2II} = \frac{V_{2II}}{r_{II}} = \frac{\omega_1 R_b}{R_b} = \omega_1$$

з урахуванням того, що в положенні I $r_1 =$

$$= \frac{R_b}{\cos \frac{\tau}{2}}, \text{ а в положенні II } r_{II} = R_b.$$

Остаточно одержуємо співвідношення

$$V_{1xI} = V_{2xI} = \omega_1 R_b, \quad (5)$$

$$V_{1xII} = V_{2xII} = \omega_1 R_b, \quad (6)$$

$$\omega_1 = \omega_2. \quad (7)$$

Як і в попередньому випадку, прослідкуємо кінематичну взаємодію параметрів руху у двозірочному приводі при довільному куті зміщення φ по фазі зачеплення двох зірочок (рис. 2, б), визначивши швидкість руху цівки ланцюга в контакт з зубцем другої зірочки V_2 у функції кутової швидкості першої зірочки ω_1 .

Положення I

$$V_{2I} = \frac{V_{1I}}{\cos \varphi} = \frac{\omega_1 R_b}{\cos \varphi},$$

$$V_{2xI} = V_{2I} \cos \varphi = \omega_1 R_b, \quad V_{2yI} = V_{2I} \sin \varphi = \omega_1 R_b \operatorname{tg} \varphi.$$

Положення II

$$V_{2II} = \frac{V_{1II} \cos \frac{\tau}{2}}{\cos \left(\frac{\tau}{2} + \varphi \right)} = \frac{\omega_1 r_{II} \cos \frac{\tau}{2}}{\cos \left(\frac{\tau}{2} + \varphi \right)} = \frac{\omega_1 \frac{R_b}{\cos \frac{\tau}{2}} \cos \frac{\tau}{2}}{\cos \left(\frac{\tau}{2} + \varphi \right)},$$

$$V_{2xII} = V_{2II} \cos \left(\frac{\tau}{2} + \varphi \right) = \omega_1 R_b,$$

$$V_{2yI} = V_{2II} \sin \left(\frac{\tau}{2} + \varphi \right) = \omega_1 R_b \operatorname{tg} \left(\frac{\tau}{2} + \varphi \right).$$

Очевидно, що і при довільному куті φ зміщення зірочок по фазі зачеплення в двозірочному приводі будуть справедливими співвідношення (5)–(7).

Проведений кінематичний аналіз засвідчує, що двозірочний цівковий привод забезпечує сталу швидкість руху ланцюга східчастого полотна при сталій синхронній кутовій швидкості обертання зірочок $\omega_1 = \omega_2 = \operatorname{const}$, зокрема, незалежно від величини кутового зміщення по фазі зачеплення — в цьому випадку зубці обох зірочок одночасно зачіплюються тільки з однією віткою ланцюга — робочою.

Проекції швидкостей цівки ланцюга на вертикальну вісь OY — V_{1y} і V_{2y} — у фіксованих положеннях I, II і на всій фазі зачеплення реалізуються у вигляді оберального руху цівки відносно власних осей.

Коефіцієнт перекриття зачеплення

Виявити загальні методи розрахунку коефіцієнта перекриття цівкового зачеплення допоможе аналіз варіанта повного двозірочного зачеплення з робочою і холостою вітками тягових ланцюгів сходинкового полотна. Графічні побудови, необхідні для цього, подані на рис. 3. Нагадаємо також, що зірочки в цьому випадку зміщені по фазі зачеплення на половину кутового кроку: $\frac{\tau}{2} = \frac{\pi}{2}$.

Для встановлення умови безперервності взаємодії зубців з цівками на рис. 3 зображено евольвентні профілі зубців зірочок 1 і 2 на початку і в кінці зачеплення. При обертанні зірочок проти годинникової стрілки зубець кожної з них входить у зачеплення з цівкою в момент, коли його профіль біля основи перетинає лінію зачеплення, в даному випадку це пряма, яка збігається з віссю ланцюга, — для зірочок 1 і 2 це точки p_1 і p_2 відповідно, — і виходить із зачеплення в точках перетину кінця, вершини, профілю (в точках A і B) з тією ж прямою. Кут повороту зірочки від положення входу зубця в зачеплення до положення виходу його із зачеплення є кутом перекриття φ_α . Цей кут має бути більшим за кутовий крок τ , щоб друга пара взаємодіючих елементів (зубець—цівка) встигла увійти в зачеплення до того, як перша пара із нього вийде.

Відношення кута перекриття φ_α до кутового кроку τ визначає величину коефіцієнта перекриття ξ_α :

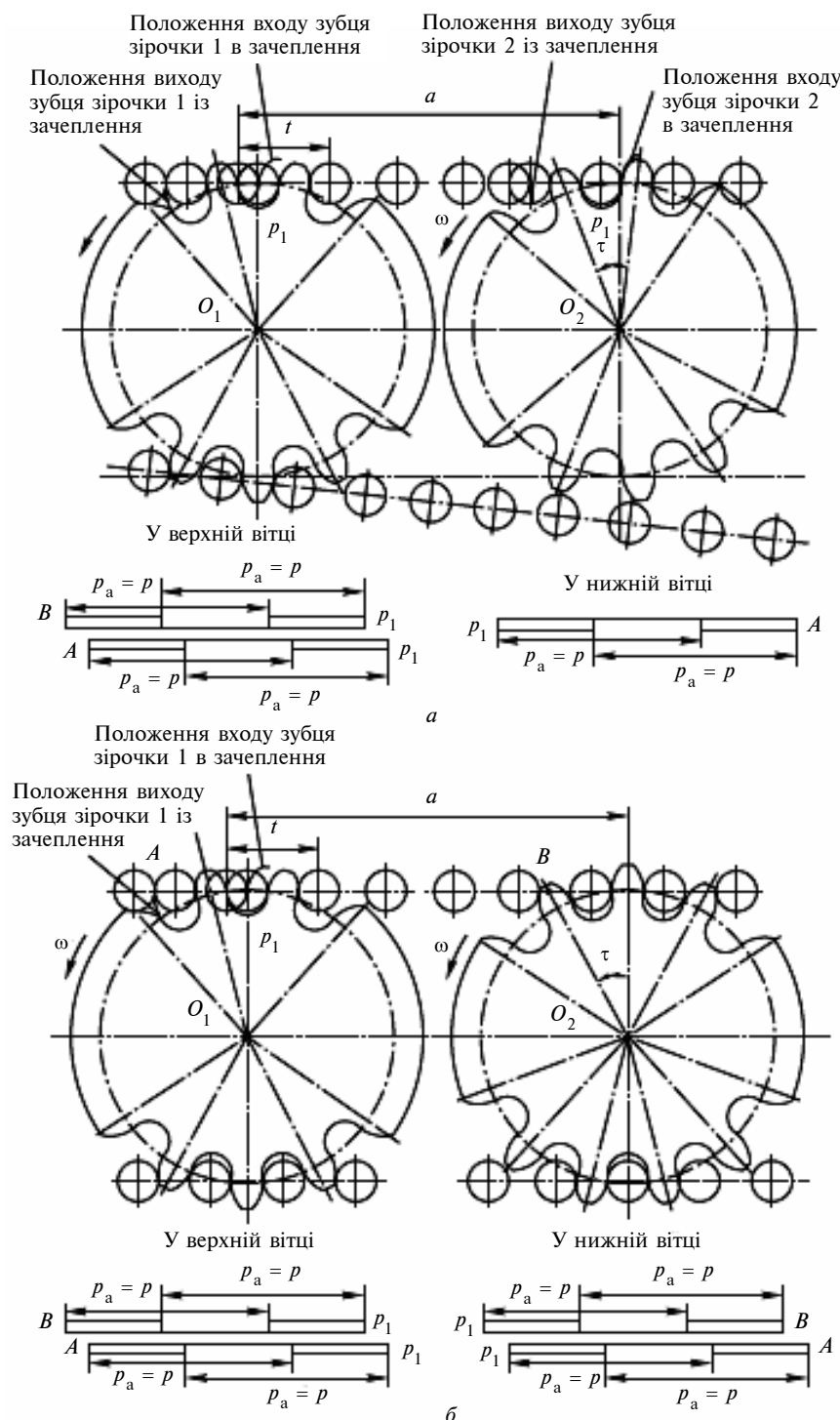


Рис. 3. Міжосьова відстань зірочок у приводі та коефіцієнт перекриття ξ_α зачеплення: a — кут зміщення по фазі зачеплення $\frac{\tau}{2}$, b — довільний кут зміщення по фазі зачеплення

$$\xi_{\alpha} = \frac{\varphi_{\alpha}}{\tau}. \quad (8)$$

Безперервність взаємодії зубців із цівками ланцюга буде обумовлюватись виконанням нерівності $\xi_{\alpha} > 1$.

Відповідно до закономірностей утворення евольвенти дуга, яку проходить початкова точка евольвенти, для зірочок 1 і 2 — це $p_1 p_2$: від положення входу зубця зірочки в зачеплення до положення виходу із зачеплення, a і b відповідно для зірочок 1 і 2 дорівнює довжині активної частини лінії зачеплення $p_1 A$ або $p_2 B$, тобто

$$\tilde{p}_1 a = \tilde{p}_1 A = R_b \varphi_{\alpha},$$

$$\tilde{p}_2 b = \tilde{p}_2 B = R_b \varphi_{\alpha},$$

звідки знаходимо

$$\varphi_{\alpha} = \frac{\tilde{p}_1 a}{R_b} = \frac{\tilde{p}_2 b}{R_b} = \frac{p_1 A}{R_b} = \frac{p_2 B}{R_b}.$$

Враховуючи, що $\tau = \frac{2\pi}{z}$, підставляємо вирази, що визначають φ_{α} і τ , у (8) і одержуємо

$$\xi_{\alpha} = \frac{\varphi_{\alpha}}{\tau} = \frac{z p_1 A}{2\pi R_b} = \frac{z p_2 B}{2\pi R_b} = \frac{p_1 A}{p_b} = \frac{p_2 B}{p_b},$$

де $p_b = \frac{2\pi R_b}{z}$ — крок зачеплення по основному колу зірочки, рівний кроку ланцюга.

Для зірочок привідного пристрою ескалятора ЕТХ довжина активної лінії зачеплення, визначена з побудови евольвентного профілю, становить $p_1 A = p_2 B = 188$ мм; основний крок — крок ланцюга по зачепленню — $p = p_b = 136,5$ мм, коефіцієнт перекриття в зачепленні однієї зірочки з ланцюгом — $\xi_{\alpha_1} = \frac{p_1 A}{p_b} =$

$$= \frac{p_2 B}{p_b} = \frac{188}{136,5} = 1,38; \text{ сумарний коефіцієнт пе-}$$

рекриття, визначений при взаємодії двох зірочок, встановлених у привідному пристрої зі зміщенням по фазі зачеплення на половину кутового кроку $\frac{\tau}{2}$, становить

$$\xi_{\alpha_{\Sigma}} = \frac{p_2 A}{p_b} = \frac{256,25}{136,5} = 1,88.$$

Аналіз механізму зачеплення зубців зірочок з цівками тягового ланцюга східчастого полотна в розглянутому варіанті двозірочного привідного пристрою зі зміщенням зірочок по фазі зачеплення на кут, що дорівнює половині кутового кроку $\frac{\tau}{2}$, показує, що він має симетричний характер завдяки тому, що поняття “сумарний коефіцієнт перекриття” по суті і за фізичною величиною має однакове значення як відносно зачеплення однієї зірочки одночасно з двома вітками ланцюга, так і для послідовного зачеплення однієї вітки ланцюга з двома привідними зірочками.

Така симетричність, необхідна для забезпечення плавності передачі руху, відсутня у варіанті конструкції привідного двозірочного пристрою, в якому зірочки по фазі зачеплення зміщені на деякий довільний кут φ , відповідно, в зачепленні з обома зірочками одночасно може перебувати лише одна вітка ланцюга — робоча.

В такому зачепленні спільна для двох зірочок довжина активної лінії зачеплення у верхній, робочій, вітці визначена з побудови профілів зубців зірочок, при міжцентровій відстані $a = 750$ мм становить $p_2 A = 206$ мм, а коефіцієнти перекриття —

$$\xi_{\alpha_p} = \frac{206}{136,5} = 1,51.$$

З нижньою, холостою, віткою ланцюга в зачепленні перебуває одна привідна зірочка, коефіцієнт перекриття зачеплення становить

$$\xi_{\alpha_k} = \xi_{\alpha_1} = \frac{188}{136,5} = 1,38.$$

Розрахунок контактних напружень у зачепленні

Контактні напруження мають вирішальний вплив на зношування і втомленість ланцюгових (цівкових) механізмів.

Розрахунок контактних напружень у зачепленні при роботі зірочок з новим і зношеним ланцюгами виконується за формулою Герца, адаптованою до геометрії даного виду зачеплення:

$$\sigma_H = 0,591 \sqrt{\frac{F_{k\max} E}{b_1 D} \cdot \frac{r_2 + 0,5D}{r_2}},$$

де D – діаметр цівки; b_1 – товщина зубця зірочки; r_2 – радіус випуклої частини профілю зубця – миттєвий радіус кривизни профілю зубця в точках спряження; $F_{k\max}$ – максимальна сила тиску на поверхні контакту зубець зірочки–цівка ланцюга, яка залежить від типу взаємодіючого із зірочкою ланцюга, розміщення цівки відносно профілю зубця і числа зубців зірочки:

$$F_{k\max} = F \frac{\sin \tau}{\sin(\gamma_k + \tau)} \leq 0,17Q,$$

де Q – розрахункова розривна сила для даного типу ланцюга; F – фактична сила натягу ланцюга; $\tau = \frac{360^\circ}{z}$ – кутовий крок зубців зірочки;

γ_k – половина кута загострення зубця в точці контакту зубець зірочки–цівка; E – зведений модуль пружності матеріалів цівки ланцюга і зубця зірочки:

$$E = \frac{2E_{\text{ц}}E_3}{E_{\text{ц}} + E_3},$$

де $E_{\text{ц}}$, E_3 – модулі пружності матеріалів цівки та зубця зірочки.

Розрахунок контактних напружень (рис. 4) на поверхні контакту зубець зірочки–цівка ланцюга в точках спряження виконано для ескалатора ЕТХ-75 при таких вихідних даних:

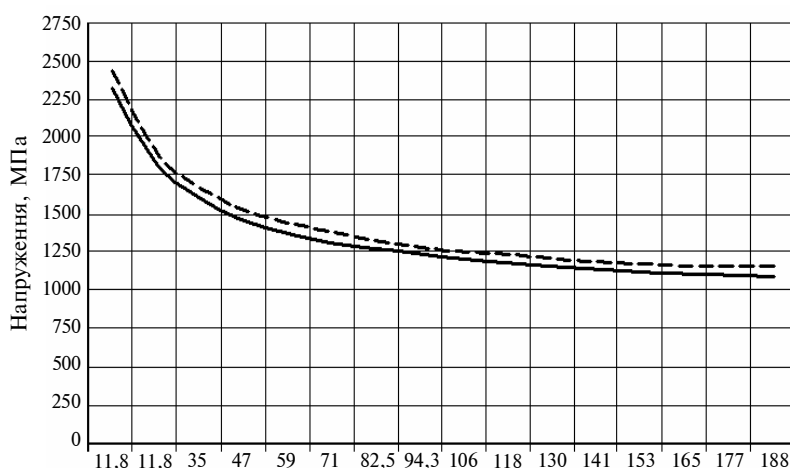


Рис. 4. Контактні напруження в зачепленні зубець–цівка при русі на підйом (спуск): — — — — — рух на підйом; — рух на спуск

- матеріал зубців зірочки і цівок ланцюга – сталь ШХ15, $\sigma_B = 2158$ МПа, $\sigma_m = 1668$ МПа, $\sigma_{-1} = 652$ МПа, $HRC = (58-64)$;

- модуль пружності $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа;

- діаметр цівки $D = 75$ мм;

- товщина зубця зірочки $b_1 = 30$ мм;

- число зубців $z = 13$;

- сила натягу однієї вітки ланцюга $F =$

$= k_H \frac{S_{\max \text{ п(сп)}}}{4}$, де $S_{\max \text{ п(сп)}}$ – максимальна тяго-

ва сила в ланцюгах східчастого полотна в точці набігання на привідні зірочки, визначена в тяговому розрахунку ескалатора; відповідно, при підйомі $S_{\max \text{ п}} = 233092$ Н, при спуску $S_{\max \text{ (сп)}} =$

$= 213527$ Н; $k_H = 1,25-1,3$ – коефіцієнт, який враховує можливий нерівномірний розподіл тягової сили S_{\max} між вітками ланцюга, при під-

йомі $F = 1,25 \cdot \frac{233092}{4} = 72841$ Н, при спуску

$F = 1,25 \cdot \frac{213527}{4} = 66727$ Н.

Висновки

Виконані дослідження та аналіз геометрії і кінематики цівкового евольвентного зачеплення, застосованого в проміжному приводі ескалатора, дають змогу сформулювати такі висновки і рекомендації:

- геометрія цівкового евольвентного зачеплення обумовлює рівномірний рух ланцюга (на відміну від ланцюгового зачеплення), однак момент сил опору на валу привідних зірочок за

період від входу зубця в зачеплення до його виходу змінюється, пульсує, в межах від $M = S_9 R_b$ до $M = \frac{S_9 R_b}{\cos^2 \beta}$;

- пульсація моменту викликає параметричні коливання в тяговому елементі і трансмісії привідного механізму, тому оцінку ресурсів елементів і вузлів ескалатора необхідно виконувати з урахуванням параметрів динамічної взаємодії елементів електромеханічної системи ескалаторів [3], [7];

- високий рівень контактних напружень біля основи зуб-

ця (рис. 4) зумовлений мінімальними радіусами перехідної частини профілю (в зоні переходу від евольвенти до прямолінійної ділянки), тому при проектуванні зірочок необхідно виконувати спряження цих ділянок збільшеними радіусами.

За результатами аналізу технічного стану і відповідності робочих параметрів встановленим нормативам експериментальних зразків ескалаторів ЕТХ за період їх експлуатації на станціях київського метрополітену визначено такі перспективні першочергові напрями наукових і експериментальних досліджень:

- визначення характеру і величин параметрів динамічної взаємодії елементів електромеханічних систем ескалаторів та оцінка їх впливу на працездатність і надійність машин та окремих вузлів і деталей;

- підвищення рівня надійності окремих елементів конструкції, зокрема пластин тягових ланцюгів, через оптимізацію їхніх форми, розмірів, матеріалів, технологій виготовлення та термічної обробки;

- розроблення програм і методик комплексних випробувань систем і вузлів ескалатора для діагностування їх технічного стану.

1. Олейник А.М., Поминов И.Н. Эскалаторы. — М.: Машиностроение, 1973. — 256 с.
2. Спиваковский А.О., Дьячков В.К. Транспортирующие машины: Учеб. пособие для машиностроительных вузов. — 3-е изд., перераб. — М.: Машиностроение, 1983. — 487 с.
3. Бондарев В.С., Дубинець О.І., Колісник М.П. та ін. Підйомно-транспортні машини: розрахунки підймальних і транспортувальних машин: Підручник. — К.: Вища шк., 2009. — 734 с.
4. Передатки цепочные. Расчет, допуски и выполнение чертежей. РТМ 31.4005-76 / ЦБНТИ ММФ. — М., 1977.
5. Готовцев А.А., Котенок И.П. Проектирование цепных передач: Справ. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1982. — 336 с.
6. Бондарев С.В., Горбатенко Ю.П. Усовершенствование конструкции эскалаторов // Будівництво України. — 2003. — Вип. 3. — С. 42–44.
7. Бондарев С.В., Горбатенко Ю.П. Оценка прочности деталей и узлов эскалатора при многоцикловом нагружении на этапе проектирования // Вестн. НТУУ “КПИ”. Сер. Машиностроение. — К.: НТУУ “КПИ”. — 2007. — 54. — С. 199–214.

Рекомендована Радою
Механіко-машинобудівного інституту
НТУУ “КПІ”

Надійшла до редакції
16 лютого 2010 року